

УДК 629.3.017.5

А.А.Кашканов, В. А.Кашканов, О. Г.Грисюк

Вінницький національний технічний університет,

Барський автомобільно-дорожній технікум Національного транспортного університету

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЕКСТРЕНОМУ ГАЛЬМУВАННІ З АБС

Розглянуті питання розрахунку гальмівного шляху автомобіля. Запропонована математична модель розрахунку гальмівного шляху автомобіля при екстреному гальмуванні без блокування коліс (з антиблокувальною системою).

Ключові слова: гальмівний шлях, гальмування, тертя, енергія, гальмування без блокування, АБС.

Вступ

Суттєві зміни соціально-економічних та політичних аспектів життя, процес європейської інтеграції України зумовили суттєве збільшення автотранспортного парку країни. Внаслідок цього значно посилилась інтенсивність руху на автошляхах держави та збільшилась кількість дорожньо-транспортних пригод ДТП, що поставило перед Україною цілий комплекс нових завдань, спрямованих на підвищення безпеки руху.

Екстрені гальмування складають всього декілька відсотків від всіх гальмувань, проте саме вони визначають безпеку руху та вимоги до гальмівної ефективності [1, 2]. При цьому одним з оцінних показників гальмівних властивостей є гальмівний шлях автомобіля.

Аналіз публікацій

Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування і дорожніх умов, так і від тривалості динамічної стадії процесу (часу, що пройшов з моменту дотикання до педалі гальм, до моменту досягнення сповільненням чи гальмівною силою максимальних значень). Для визначення величини гальмівного шляху на прямолінійній ділянці дороги використовуються залежності, запропоновані Я. Таборекком, Норманом, В. Г. Розановим, О. Боде, Д. П. Великановим, М. Д. Артамоновим, І. Л. Крузе [1].

Формула, яка рекомендується в стандартах України для розрахунку гальмівного шляху [2]

$$S_T = \frac{V_0}{3,6}(t_c + 0,5t_n) + \frac{V_0^2}{26j_{уст}}, \quad (1)$$

де V_0 – початкова швидкість гальмування; t_c – час спрацьовування приводу гальм; t_n – час наростання сповільнення; $j_{уст}$ – усталене (максимальне) в процесі гальмування сповільнення.

Існуючі методи розрахунку гальмівного шляху базуються на припущенні, що при екстреному гальмуванні реалізується усталене сповільнення, яке рівне добутку прискорення сили тяжіння на коефіцієнт зчеплення, що відповідає 100% ковзанню шини по дорожній поверхні. Таке представлення виключає можливість розрахунку гальмівного шляху при гальмуванні без блокування коліс (наявності АБС).

Метою даної роботи є розробка математичної моделі розрахунку гальмівного шляху автомобіля при екстреному гальмуванні без блокування коліс (з антиблокувальною системою).

Розробка математичної моделі

Гальмування автомобіля в різних умовах має свої особливості. В залежності від нерівномірності дії гальмівних моментів, і у зв'язку з цим різними величинами дотичних, бічних і вертикальних реакцій на колесах, воно може тривати з різним сполученням заблокованих і незаблокованих коліс. Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування, дорожніх умов, так і від тривалості стадій процесу.

Процес гальмування автомобільного колеса з блокуванням можна умовно розділити на дві стадії: динамічна (кочення без блокування) і статична (ковзання заблокованого колеса).

В динамічній стадії відбувається зростання гальмівної сили на колесі автомобіля від нуля до максимального значення, яке визначається зчіпними якостями коліс чи найбільшим тиском робочого тіла в гальмівному приводі. Тривалість динамічної стадії залежить від конструкції приводу, індивідуальних особливостей водія, зчіпних якостей коліс з дорогою.

Розглянемо процес екстреного гальмування автомобіля в загальному випадку, беручи до уваги те, що гальмування відбувається при від'єднаному двигуні. Кінетична енергія автомобіля, що поглинається під час одного гальмування, дорівнює

$$\Delta E_k = \frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g}, \quad (2)$$

де v_a – швидкість на початку гальмування; δ – коефіцієнт урахування обертових мас (при відключеному двигуні); G_a – вага автомобіля.

Коефіцієнт урахування обертових мас можна визначити за наступною формулою [3]

$$\delta = 1 + \frac{\sum I_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G_a}, \quad (3)$$

де $\sum I_k$ – сума приведених моментів інерції коліс автомобіля та пов'язаних з ними мас; r_0 – динамічний радіус колеса автомобіля.

При гальмуванні без блокування коліс (гальмування з АБС) основна частина кінетичної енергії автомобіля перетворюється в тепло при терті в гальмівних механізмах. При відсутності АБС у гальмівному приводі перетворення механічної енергії автомобіля в теплову у динамічній стадії відбувається при терті фрикційного елемента гальмівної колодки об металеву поверхню барабану чи диску. Статична стадія характеризується заблокованими колесами, тому механічна енергія у даній стадії перетворюється у теплову при терті шин заблокованих коліс об дорожню поверхню.

Гальмування автомобіля без блокування коліс відбувається при коченні коліс автомобіля по дорожній поверхні з проковзуванням, яке визначається коефіцієнтом s .

На рис. 1 схематично показано процес гальмування автомобільного колеса без його блокування. Його гальмівний шлях S_2 умовно можна поділити на відстань $S_{2к}$, яку колесо проходить при „чистому” коченні, та відстань $S_{2с}$, яку колесо проходить при ковзанні по дорожній поверхні. Оскільки $S_2 = \omega_k \cdot r_k \cdot t_2$, а $r_k = \frac{r_0}{1-s}$, де r_0 – радіус колеса у вільному режимі, а t_2 – час гальмування, то

$$S_2 = \omega_k \cdot t_2 \cdot \frac{r_0}{1-s}. \quad (4)$$

Відстань, яку проходить загальмоване автомобільне колесо при коченні

$$S_{2к} = \omega_k \cdot r_0 \cdot t_2 = S_2 \cdot (1-s). \quad (5)$$

Відповідно, відстань, яку проходить колесо автомобіля в процесі гальмування при ковзанні

$$S_{2с} = S_2 - S_{2к} \cdot (1-s) = S_2 \cdot s. \quad (6)$$

Для того, щоб зупинити автомобіль при гальмуванні, необхідно створити сили опору руху, сума робіт яких кількісно повинна бути рівна сумі кінетичної та потенційної енергій автомобіля. Отже, загальний вигляд енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні без блокування коліс можна подати наступним чином [4]

$$\Delta E \pm \Delta P = A_t + A'_t + A_f + A_\phi + A_w, \quad (7)$$

де ΔE – кількість кінетичної енергії автомобіля; ΔP – зміна потенційної енергії автомобіля при русі на підйом чи спуск; A_t – робота сил тертя в гальмівних механізмах; A'_t – робота сил тертя в агрегатах трансмісії; A_f – робота сили опору кочення; A_ϕ – робота сили тертя ковзання в контакті коліс з дорогою; A_w – робота сили опору повітря.

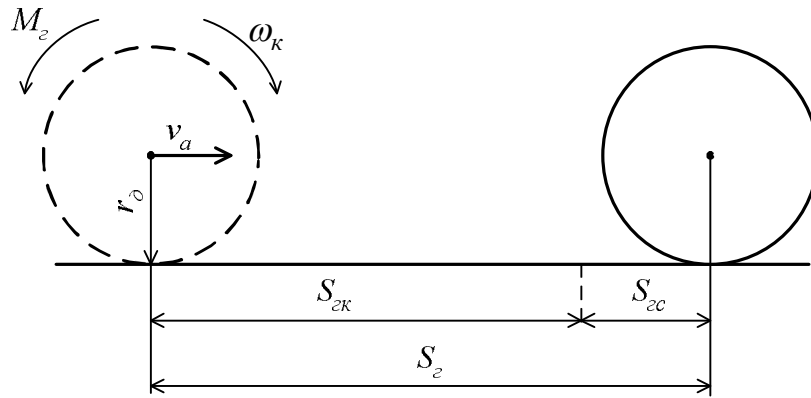


Рис. 1. Гальмування автомобільного колеса без блокування

Кількість енергії, яка витрачається на подолання підйому при гальмуванні

$$\Delta P = G_a \cdot \sin \alpha \cdot S_\varepsilon = G_a \cdot i \cdot S_\varepsilon, \quad (8)$$

де $i = \operatorname{tg} \alpha = h / s$, де α, h, s – відповідно кут величини ухилу, висота підйому і довжина його по горизонталі.

При гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги $\Delta P = 0$.

Будь-яку роботу, що входить до рівності (7), можна визначити як добуток середньої величини прикладеної сили на переміщення, протягом якого діяла ця сила.

Зі збільшенням проковзування коліс автомобіля роботи сил A_τ, A'_τ, A_f будуть зменшуватися, а при $s = 1$ („юз”) дорівнюють нулю. При цьому залишається лише робота сил опору повітря та сил тертя ковзання шин автомобіля по дорожній поверхні.

Роботу сил тертя в гальмівних механізмах можна визначити за формулою

$$A_\tau = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_\delta} \cdot (1 - s_i) \cdot S_\varepsilon, \quad (9)$$

де M_{zi} – гальмівний момент на i -му колесі автомобіля; s_i – повздовжнє проковзування на i -му колесі автомобіля.

Робота сил тертя в агрегатах трансмісії [3]

$$A'_\tau = \frac{M_r}{r_\delta} \cdot (1 - s_{cp}) \cdot S_\varepsilon, \quad (10)$$

де M_r – середній момент сил опору в трансмісії; s_{cp} – середнє арифметичне значення повздовжніх проковзувань ведучих коліс автомобіля.

Робота сили опору кочення має незначний вплив на процес гальмування на малих швидкостях, завдяки малому значенню коефіцієнта опору коченню. Зі збільшенням швидкості руху він збільшується. Робота сили опору кочення коліс при гальмуванні без блокування може бути розрахована за формулою

$$A_f = \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) \cdot S_\varepsilon, \quad (11)$$

де G_{ki} – нормальне навантаження на i -те колесо; f_i – коефіцієнт опору кочення для i -го колеса автомобіля.

Роботу сил тертя ковзання в контактї шин з дорогою, з врахуванням перерозподілу ваги автомобіля опишемо наступною залежністю

$$A_\varphi = \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \cdot S_\varepsilon, \quad (12)$$

де R_{zi} – нормальна реакція на i -те колесо автомобіля; φ_{xi} – коефіцієнт повздовжнього зчеплення i -го колеса автомобіля.

Щодо роботи сили опору повітря, то на малих швидкостях (до 40 км/год) її частка в загальному балансі сил опору руху незначна. Однак, в діапазоні високих швидкостей сила опору повітря зростає пропорційно квадрату швидкості і повинна враховуватись.

Визначити роботу сили опору повітря можна з наступної залежності [4]

$$A_w = P_{wcp} \cdot S_z, \quad (13)$$

де P_{wcp} – середнє значення сили опору повітря при гальмуванні автомобіля на шляху S_z .

З теорії автомобіля відомо, що

$$P_w = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot v_w^2 = k_n \cdot F \cdot v_w^2, \quad (14)$$

де c_x – коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору; ρ_n – густина повітря (згідно з ГОСТ 4401-81, на рівні моря $\rho_n = 1,225$ кг/м³); k_n – коефіцієнт опору повітря; F – площа міделя або лобова площа, яка рівна площі проєкції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі; v_w – відносна швидкість повітря.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря $v_w = v_a$. При присутності вітру відносна швидкість v_w дорівнює геометричній сумі швидкостей v_a автомобіля і v_g вітру (рис. 2)

$$v_w = \sqrt{v_a^2 + v_g^2 + 2v_a v_g \cos \beta}, \quad (15)$$

де β – кут між напрямком вітру і повздовжньою віссю (лінія $I-I$) автомобіля.

Середнє значення сили опору повітря при екстремому гальмуванні до зупинки знаходимо, користуючись властивістю визначеного інтегралу „теоремаю про середнє”, тоді

$$P_{wcp} = \frac{1}{0 - v_{w0}} \int_{v_{w0}}^0 k_n F v_w^2 dv_w = \frac{1}{3v_w} k_n F v_w^3 \Big|_0^{v_{w0}} = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2, \quad (16)$$

де v_{w0} – відносна швидкість повітря в момент натискання на педаль гальм.

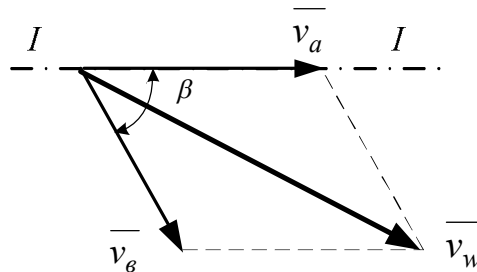


Рис. 2. Схема додавання швидкостей вітру та руху автомобіля

Користуючись (16), формулу (14) можна записати наступним чином

$$A_w = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2 \cdot S_z, \quad (17)$$

Отже, енергетичний баланс автомобіля при екстремому гальмуванні у випадку кочення коліс без блокування прийме наступний вигляд

$$\frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_o} \cdot (1 - s_i) \cdot S_z + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \cdot S_z + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 \cdot S_z + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) \cdot S_z + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1 - s_{cp}) \cdot S_z \pm G_a \cdot i \cdot S_z, \quad (18)$$

Із залежності (18) можна вивести формулу для визначення гальмівного шляху автомобіля при гальмуванні без блокування коліс

$$S_2 = v_a \cdot (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) + \frac{\delta \cdot G_a \cdot (v_a - 0,5\tau_n \cdot j_{yct})^2}{2g \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{zi} \cdot (1-s_i)}{r_o} + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1-s_i) + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 + \dots \right)} \rightarrow$$

$$\rightarrow \left(\dots + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1-s_{cp}) + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \pm G_a \cdot i \right)$$

Розрахунок гальмівного моменту при невідомій величині тиску робочого тіла в гальмівному механізмі, наведений у роботі [5], є придатним для розрахунку гальмівних моментів на колесах автомобілів, обладнаних АБС.

Для визначення моментів інерції обертових частин автомобіля використовують довідкові дані чи апроксимуючі залежності, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних. У роботі [6] вказується, що ці залежності дають досить задовільний результат для розрахунків динаміки автомобіля на дорозі, оскільки середньоквадратична погрішність експериментального визначення моментів інерції методом крутильних коливань не перевищувала 2%.

З метою оцінювання адекватності запропонованої моделі розрахунку гальмівного шляху автомобілів, обладнаних АБС було виконане комп'ютерне моделювання за формулами (1) та (19), і за отриманими значеннями та результатами натурних експериментів виконаних в [7] побудовано графіки, подані на рис. 3, 4.

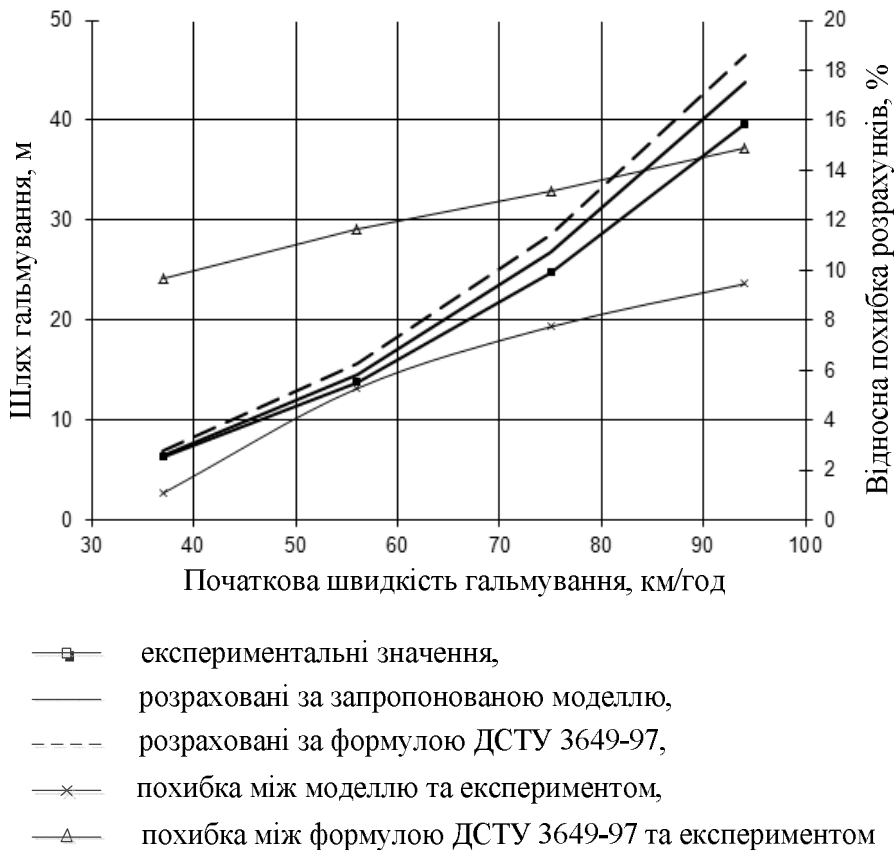


Рис. 3. Графік залежностей гальмівного шляху автомобіля Daewoo Lanos від початкової швидкості гальмування, у випадку гальмування на сухому асфальтобетоні

Аналіз отриманих результатів моделювання гальмівних властивостей автомобіля Daewoo Lanos показав, що при гальмуванні на сухому асфальтобетоні, максимальна відносна похибка розрахунку за запропонованою методикою склала 7,2%, у той час як формула, рекомендована ДСТУ 3649-97 дає 10,85%, у випадку гальмування на сухому асфальтобетоні автомобіля Daewoo Lanos (обладнаного АБС) – 10,22% відповідно (див. рис. 2, 3). У випадку гальмування на вологому асфальтобетоні максимальна похибка при розрахунку за запропонованою моделлю не перевищує

10,92%, у той час як за нормативною – 19,31%. Загалом величина похибки збільшується зі збільшенням початкової швидкості гальмування, що є природнім явищем.

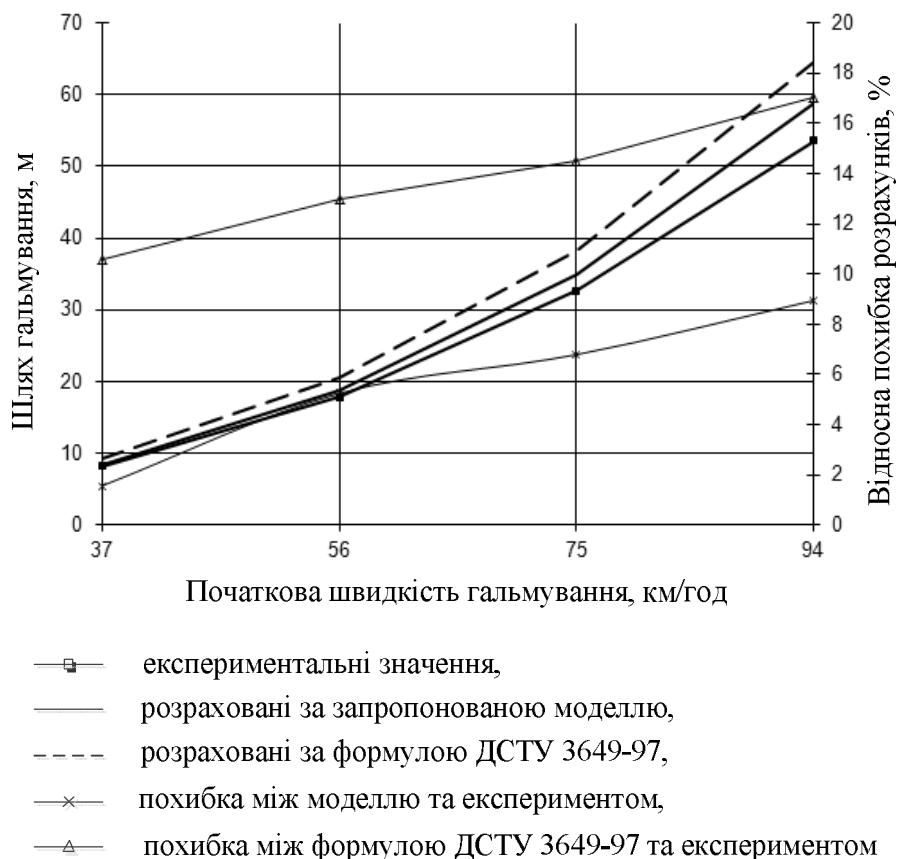


Рис. 4. Графік залежностей гальмівного шляху автомобіля Daewoo Lanos від початкової швидкості гальмування, у випадку гальмування на вологому асфальтобетоні

Висновки

На відміну від нормативної формули, запропонована методика враховує особливості гальмування без блокування коліс (АБС). Вона також чутлива до дорожніх умов, в яких відбувається гальмування, та до ваги автомобіля, чого не можна сказати про формулу, рекомендовану в ДСТУ 3649-97. Слід також зауважити, що при розрахунку за формулою ДСТУ, підставлялися значення коефіцієнта зчеплення, які розраховані за моделлю запропонованою в [7], що наблизило розраховані значення гальмівного шляху по формулі ДСТУ та по залежності (19).

Запропонована математична модель розрахунку гальмівного шляху дозволяє оцінювати гальмівну ефективність автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами.

1. М.А. Подригало. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403с.
2. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю; Введ. 01.01.99. – К.: Вид-во стандартів, 1997. – 18с.
3. 6. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / Волков В.П. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
4. 9. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. и др.] – Львов: «Вища школа», 1974. – 236 с.
5. 10. Гецович Е.М. Синтез алгоритма функционирования адаптивной тормозной системы / Гецович Е.М. // Механіка та машинобудування. – 1997. – №1. – С. 44-51.
6. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции / Иванов С.Н., Баженов П.И. // Автомобильная промышленность. – 1992. – Вып. 10. - С. 19 – 20.
7. В. А. Кашканов. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія / В. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, А. А. Кашканов, В.П. Кушель. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 129 с.